

文章编号:1674-7607(2024)01-0038-07

DOI:10.19805/j.cnki.jcspe.2024.230024

# 微小间隙内润滑油剪切流动引发的不稳定 振动现象分析

夏添, 杨建刚

(东南大学 能源与环境学院, 南京 210096)

**摘要:** 针对微小间隙内润滑油剪切流动引发的不稳定振动现象, 建立轴颈截面温差、转子热弯曲和转子振动求解模型。以2台发电机组的周期性振动波动为对象, 分析润滑油温和不平衡力对汽轮发电机振动的影响。结果表明: 轴承微小间隙内润滑油剪切流动带来的热弯曲效应在一定条件下有可能引发机组不稳定振动; 适当增大进油温度、增加密封瓦间隙可以减小转子热弯曲变形, 降低振动波动; 不平衡力会激发起较大的涡动轨迹, 通过动平衡方法可以减小轴承最大与最小油膜厚度差值, 降低轴颈截面温差, 稳定振动状态。

**关键词:** 汽轮发电机; 润滑油; 热弯曲; 振动

中图分类号: TK229.2

文献标志码: A

学科分类号: 470.30

## Analysis of Unstable Vibration Caused by Shear Flow of Lube Oil in Micro-gap

XIA Tian, YANG Jiangan

(School of Energy and Environment, Southeast University, Nanjing 210096, China)

**Abstract:** Aiming at the unstable vibration phenomenon caused by the shear flow of lube oil in micro-gap, solving models of journal section temperature difference, rotor thermal bending and rotor vibration were established. Taking the periodic vibration fluctuation of two generator units as research object, the influence of lube oil temperature and unbalanced force on the vibration of turbo-generator was analyzed. Results show that the thermal bending effect caused by the shear flow of lube oil in the bearing micro-gap may cause the unstable vibration of the unit under certain conditions. Properly increasing the oil inlet temperature and sealing pad clearance can reduce the thermal bending deformation of the rotor and reduce the vibration fluctuation. Unbalanced force will excite large whirl track. By using dynamic balancing methods, the difference between the maximum and minimum oil film thickness of the bearing can be reduced, the temperature difference in the journal section can be reduced, and the vibration state can be stabilized.

**Key words:** turbo-generator; lube oil; thermal bending; vibration

振动是影响汽轮发电机组安全稳定运行的重要因素之一<sup>[1-2]</sup>。不稳定振动的故障机理比较复杂, 动

收稿日期: 2023-02-01 修订日期: 2023-03-27

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52075096)

作者简介: 夏添(1998—), 男, 江苏盐城人, 硕士研究生, 研究方向为动力机械振动。

杨建刚(通信作者), 男, 教授, 博士, 电话(Tel.): 13951988554; E-mail: Jgyang@seu.edu.cn。

静摩擦是一种常见的引发因素<sup>[3-4]</sup>。摩擦发生后,截面产生不均匀温度场,引起转子热变形,导致振动出现周期性波动或发散。对于汽轮发电机组而言,振动常发生于汽封<sup>[5]</sup>、轴承油挡<sup>[6]</sup>和发电机碳刷<sup>[7]</sup>等截面。工程中还有一类不稳定的振动故障,其现象与摩擦故障相似,但试验发现这类不稳定振动与润滑油温、不平衡力等因素有关,难以用传统摩擦机理来解释。

研究发现,这类不稳定振动与轴承有关<sup>[8-11]</sup>。轴承微小间隙内润滑油剪切流动会在轴颈表面产生温差<sup>[12-13]</sup>,温差产生的热弯曲与原始不平衡力合成后,导致振动不稳定<sup>[14-15]</sup>。何文强等<sup>[16]</sup>研究发现,滑动轴承中油膜黏性剪切作用会导致转子热弯曲,使转子产生不稳定振动。Guo 等<sup>[17]</sup>采用流体动压滑动轴承模型计算了温差及其等效热不平衡量,以此来预测转子的热不稳定性。Marscher 等<sup>[18]</sup>试验研究了某台压缩机同步涡动下油膜黏性剪力与不稳定振动关系,发现提高进油温度可以减小轴承内油膜黏性剪切力,消除振动失稳。

近年来,汽轮发电机组频繁发生周期性振动波动现象<sup>[19-20]</sup>,这对机组安全运行产生了影响。笔者考虑轴承微小间隙内润滑油剪切流动影响,建立了轴颈截面温差、转子热弯曲与转子振动求解模型,分析了润滑油剪切流动对汽轮发电机振动的影响,解释了 2 台发电机组发生的不稳定振动现象。

## 1 考虑油剪切流动影响的动力学模型

### 1.1 油剪切流动引发的轴颈截面温度场

图 1 给出了转子同步涡动下的运行示意图。其中, $e$  为轴颈偏心距, $\varphi$  为膜厚线与中心线的夹角, $h$  为油膜厚度, $O_b$  为轴承中心, $O_j$  为转子中心, $R_b$  为轴承半径, $R_j$  为轴颈半径。

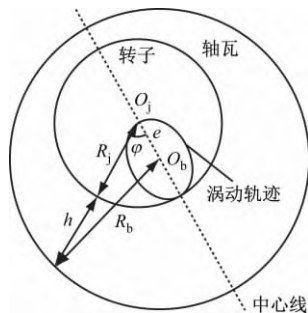


图 1 转子同步涡动下运行示意图

Fig. 1 Schematic diagram of rotor operation under synchronous whirl

涡动过程中转子表面任意一点油膜厚度  $h$  为

$$h = e \cos \varphi + C_b \quad (1)$$

式中: $C_b$  为半径间隙。

各点油膜黏性剪切应力  $\tau$  与转速和油膜厚度有关。

$$\tau = \mu \frac{\omega R_j}{h} \quad (2)$$

式中: $\mu$  为润滑油动力黏度; $\omega$  为转轴角速度。

一维稳态下油膜温度方程<sup>[21]</sup>为

$$\frac{dT}{d\theta} + \frac{4H}{\rho c_p \omega h} T - \frac{2HT_j}{\rho c_p \omega h} - \frac{2HT_b}{\rho c_p \omega h} - \frac{2\mu\omega R_j^2}{\rho c_p h^2} = 0 \quad (3)$$

式中: $T$  为油膜温度; $\theta$  为油膜上任一点所在角度; $H$  为油膜与轴颈、轴瓦间的对流传热系数; $\rho$  和  $c_p$  分别为润滑油密度和比热容; $T_j$  和  $T_b$  分别为轴颈和轴瓦初始温度。

边界条件为

$$T|_{\theta=0} = T_{oil} \quad (4)$$

式中: $T_{oil}$  为进油温度。

### 1.2 轴颈温差截面等效热弯矩

忽略传热时间,近似认为轴颈截面温度分布等于表面油膜温度分布,轴颈截面温度沿最大、最小油膜厚度方向对称分布,如图 2 所示。其中, $T_0$  为转子截面冷点温度, $\Delta T$  为转子截面最大温差。

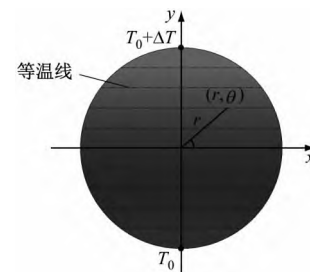


图 2 轴颈截面温度分布

Fig. 2 Temperature distribution of journal section

$T_0 + \Delta T$  为转子截面热点温度。采用分离变量法,转子截面温度分布  $T(r, \theta)$  为

$$T(r, \theta) = \left(1 + \frac{r \sin \theta}{R}\right) \frac{\Delta T}{2} + T_0 \quad (5)$$

式中: $R$  为温差截面半径; $r$  为转子截面任意一点到轴心的距离。

转子截面温度梯度产生等效热弯矩  $M_x$  和  $M_y$ 。

$$\begin{cases} M_x = \int_A \gamma_0 \cdot E \cdot T \cdot y dA \\ M_y = \int_A \gamma_0 \cdot E \cdot T \cdot x dA \end{cases} \quad (6)$$

式中: $\gamma_0$  为线膨胀系数; $E$  为弹性模量; $T$  为截面内部某点温度; $A$  为温差截面面积。

将转子截面各点温度  $T(r, \theta)$  代入等效热弯矩,则为

$$M_x = \gamma_0 E \int_0^{2\pi} \int_0^R \left[ \left(1 + \frac{r \sin \theta}{R}\right) \frac{\Delta T}{2} + T_0 \right] \cdot (r \sin \theta) r dr d\theta = \gamma_0 E \cdot \frac{\pi R^3 \Delta T}{8} \quad (7)$$

### 1.3 转子热弯曲变形计算

轴系上任意一点在  $y$  方向上的弯曲量  $w$  满足

$$\frac{d^2 w}{dz^2} = -\frac{M_x}{EI_x} \quad (8)$$

式中： $I_x$  为转子截面关于  $x$  轴的惯性矩； $z$  为该点在轴系上的长度。

对式(8)采用中心差分法，可展开为

$$\omega_{i+1} - 2\omega_i + \omega_{i-1} = -\lambda^2 \frac{M_{x,i}}{EI_{x,i}} \quad (9)$$

式中： $\lambda$  为段长； $M_{x,i}$  为等效热弯矩； $I_{x,i}$  为惯性矩； $\omega_i$  为轴系上任意一点  $y$  方向上的弯曲量。

将式(9)转化为矩阵形式。

$$\begin{bmatrix} 1 & -2 & 1 & & & \\ & 1 & -2 & 1 & & \\ & & 1 & -2 & 1 & \\ & & & \ddots & & \\ & & & & 1 & -2 & 1 \\ & & & & & 1 & -2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \omega_3 \\ \vdots \\ \omega_n \\ \omega_{n+1} \end{bmatrix} = -\frac{\lambda^2}{E} \begin{bmatrix} \frac{M_{x,2}}{I_{x,2}} & \frac{M_{x,3}}{I_{x,3}} & \frac{M_{x,4}}{I_{x,4}} & \dots & \frac{M_{x,n-1}}{I_{x,n-1}} & \frac{M_{x,n}}{I_{x,n}} \end{bmatrix}^T \quad (10)$$

设 2 个轴承部位挠曲变形量为 0 mm，由此可以得出轴系各截面的热弯曲变形。

### 1.4 不平衡与弯曲耦合振动响应分析

在润滑油剪切流动的影响下，转子系统存在质量不平衡和转子弯曲 2 种情况。根据转子动力学相关理论，建立同时含有转子弯曲和质量不平衡的转子-轴承系统整体运动方程。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_1 & 0 \\ 0 & \mathbf{M}_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{U}'_1 \\ \mathbf{U}'_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{c}_{11} & \mathbf{c}_{12} + \mathbf{G}_1 \\ \mathbf{c}_{21} - \mathbf{G}_1 & \mathbf{c}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{U}'_1 \\ \mathbf{U}'_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11} + \mathbf{K}_1 & \mathbf{k}_{12} \\ \mathbf{k}_{21} & \mathbf{k}_{22} + \mathbf{K}_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{U}_1 \\ \mathbf{U}_2 \end{bmatrix} = \Omega^2 \left( \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_{1c} \\ \mathbf{Q}_{2c} \end{bmatrix} \cos \Omega t + \begin{bmatrix} -\mathbf{Q}_{2c} \\ \mathbf{Q}_{1c} \end{bmatrix} \sin \Omega t \right) + \mathbf{K}_1 \left( \begin{bmatrix} \mathbf{r}_x \\ \mathbf{r}_y \end{bmatrix} \cos \Omega t + \begin{bmatrix} -\mathbf{r}_y \\ \mathbf{r}_x \end{bmatrix} \sin \Omega t \right) \quad (11)$$

式中： $\Omega$  为旋转频率； $t$  为时间变量； $\mathbf{M}_1$  为整体质量矩阵； $\mathbf{K}_1$  为整体刚度矩阵； $\mathbf{G}_1$  为整体回转矩阵； $\mathbf{c}_{ij}$ 、 $\mathbf{k}_{ij}$  分别为整体油膜等效阻尼和刚度矩阵， $i, j = 1, 2$ ； $\mathbf{r}_x$ 、 $\mathbf{r}_y$  分别为转子在  $x$ 、 $y$  方向的弯曲向量； $\mathbf{U}_1$ 、 $\mathbf{U}_2$  为系统位移向量； $\mathbf{Q}_{1c}$ 、 $\mathbf{Q}_{2c}$  分别为垂直和水平方向的不平衡力向量。

转子轴承系统的位移向量可表达为

$$\begin{cases} \mathbf{U}_1 = [x_1, \theta_{y1}, x_2, \theta_{y2}, \dots, x_N, \theta_{yN}]^T \\ \mathbf{U}_2 = [y_1, -\theta_{x1}, y_2, -\theta_{x2}, \dots, y_N, -\theta_{xN}]^T \end{cases} \quad (12)$$

式中： $x_N$ 、 $y_N$  分别为单元任一截面在  $x$ 、 $y$  方向的位移； $\theta_{xN}$  和  $\theta_{yN}$  分别为单元任一截面在  $x$ 、 $y$  方向的偏转角。

耦合动力学方程的稳态解为

$$\begin{cases} \mathbf{U}_1 = \mathbf{A}_1 \cos \Omega t - \mathbf{B}_1 \sin \Omega t \\ \mathbf{U}_2 = \mathbf{A}_2 \cos \Omega t + \mathbf{B}_2 \sin \Omega t \end{cases} \quad (13)$$

式中： $\mathbf{A}_1$ 、 $\mathbf{B}_1$  为转子系统在弯曲作用下的振动响应； $\mathbf{A}_2$ 、 $\mathbf{B}_2$  为平衡耦合作用下的振动响应。

将式(13)代入式(12)，可得：

$$\begin{bmatrix} \mathbf{T}_{11} & \mathbf{T}_{12} \\ \mathbf{T}_{21} & \mathbf{T}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_1 \\ \mathbf{B}_1 \\ \mathbf{A}_2 \\ \mathbf{B}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Omega^2 \mathbf{Q}_{1c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_x \\ \Omega^2 \mathbf{Q}_{2c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_y \\ \Omega^2 \mathbf{Q}_{1c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_x \\ \Omega^2 \mathbf{Q}_{2c} + \mathbf{K}_1 \mathbf{r}_y \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\mathbf{T}_{11} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{11} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 & -\Omega \mathbf{c}_{11} \\ \Omega \mathbf{c}_{11} & \mathbf{k}_{11} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_{12} = \begin{bmatrix} \Omega(\mathbf{c}_{12} + \mathbf{G}_1) & \mathbf{k}_{12} \\ -\mathbf{k}_{12} & \Omega(\mathbf{c}_{12} + \mathbf{G}_1) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_{21} = \begin{bmatrix} -\Omega(\mathbf{c}_{21} - \mathbf{G}_1) & -\mathbf{k}_{21} \\ \mathbf{k}_{21} & -\Omega(\mathbf{c}_{21} - \mathbf{G}_1) \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{T}_{22} = \begin{bmatrix} \mathbf{k}_{22} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 & -\Omega \mathbf{c}_{22} \\ \Omega \mathbf{c}_{22} & \mathbf{k}_{22} + \mathbf{K}_1 - \Omega^2 \mathbf{M}_1 \end{bmatrix}$$

对式(14)进行求解，可得转子系统在弯曲和不平衡耦合作用下的振动响应。

### 1.5 计算流程

图 3 给出了润滑油剪切流动引发不稳定振动的计算流程。输入转子、轴承和润滑油黏度等初始参数，求解转子不平衡振动响应，由振动响应幅值和相位计算轴颈截面温度场，得到截面等效热弯矩和转子热弯曲变形量，再计算得到下一时刻的不平衡响应，进而得到转子振动响应、热弯曲量和截面温差的变化趋势。

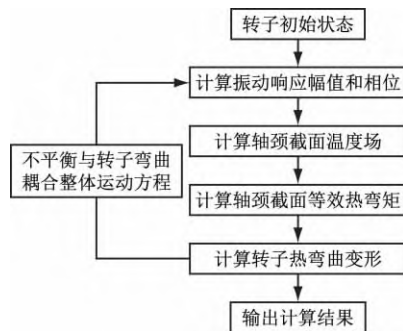


图 3 不稳定振动计算流程

Fig. 3 Calculation flowchart of unstable vibration

## 2 润滑油温对发电机不稳定振动的影响

### 2.1 发电机周期性振动波动现象

某大型汽轮发电机带负荷运行过程中轴承振幅出现周期性波动故障。图 4 给出了某时间段内前轴承和后轴承振幅与相位的变化情况。发电机前后轴承振动出现周期性波动现象,机组转速为 3 000 r/min,波动周期约为 55~60 min。前后轴承轴振波动幅度分别约为 8~10 μm 和 50~60 μm,相位波动分别为 10°~25°和 0°~90°。在该时间段内进行了变密封油温试验,从图 4 可以看出,密封油温从 38 °C 升高至 50 °C 后,轴承振动波动趋势渐缓。

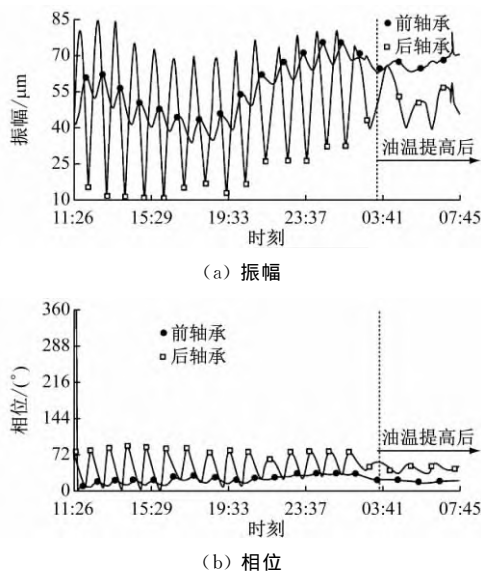


图 4 轴承周期性振动波动现象

Fig. 4 Bearing periodic vibration fluctuation

### 2.2 发电机动力学分析模型

图 5 为发电机转子模化图,将轴系模化为由 34 个轴段和 35 个节点组成的系统,轴承位于第 5、第 27 节点处。在发电机转子第 19 节点处施加 18 g·m 的初始不平衡量。

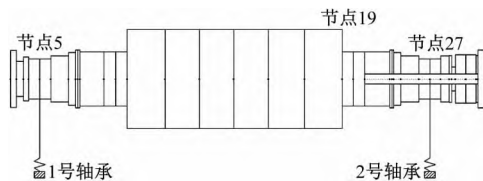


图 5 发电机转子模化图

Fig. 5 Modeling diagram of generator rotor

轴承计算参数如下:进油温度为 40 °C,润滑油密度为 882 kg/m<sup>3</sup>,润滑油比热容为 1 923 J/(kg·K),润滑油动力黏度为 0.028 Pa·s,轴颈半径为 250 mm,半径间隙为 0.375 mm。

转子计算参数如下:材料密度为 7 850 kg/m<sup>3</sup>,弹性模量为 2×10<sup>11</sup> Pa,比热容为 434 J/(kg·K),热导率 K=60.5 W/(m·K),材料线性膨胀系数 γ<sub>0</sub>=1.2×10<sup>-5</sup> K<sup>-1</sup>。两侧轴承刚度和阻尼系数矩阵均分别取为

$$K = \begin{bmatrix} 0.7135 \times 10^9 & -0.4561 \times 10^9 \\ 0.7524 \times 10^9 & 0.1340 \times 10^{10} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 0.2637 \times 10^7 & -0.4817 \times 10^5 \\ -0.4817 \times 10^5 & 0.5997 \times 10^7 \end{bmatrix}$$

### 2.3 润滑油温度对周期性振动的影响分析

图 6 给出了进油温度由 40 °C 提升至 50 °C 的过程中振动幅度的变化趋势。进油温度升高后,振动波动幅度减小,振动趋于稳定。

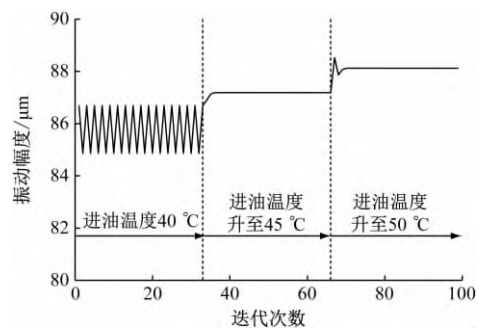


图 6 润滑油温度提升过程中振动幅度的变化趋势

Fig. 6 Vibration variation trend during the temperature increase of lube oil

表 1 给出了润滑油温度变化过程中转子振动特征的计算结果。图 7 给出了转子热弯曲变形的计算结果。润滑油温度提升后,动力黏度从 0.028 Pa·s

表 1 进油温度对转子振动的影响

Tab. 1 Effect of oil inlet temperature on rotor vibration

进油温度/°C	油黏度/(Pa·s)	振幅均值/μm	截面温差/K	最大弯曲量/μm	振动状态
40	0.028	86	4.0	60	波动
45	0.022	87	3.1	45	稳定
50	0.018	88	2.4	35	稳定

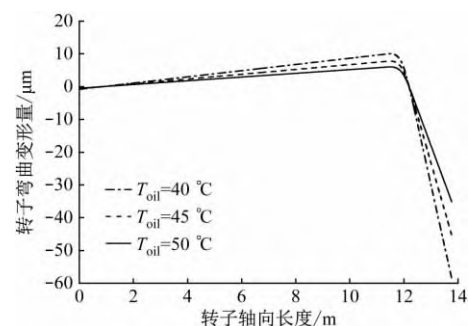


图 7 发电机转子弯曲变形量的变化

Fig. 7 Variation of bending deformation of generator rotor

减小到  $0.018 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ , 截面最大温差由  $4.0 \text{ K}$  降至  $2.4 \text{ K}$ , 最大弯曲量从  $60 \mu\text{m}$  降低到  $35 \mu\text{m}$ , 转子振动由波动状态转变为稳定状态。由于热不平衡力与外部不平衡力夹角大于  $90^\circ$ , 当截面最大温差减小时热不平衡力降低, 合成后的不平衡力增大, 振动幅度小幅增大。

图 8 给出了密封瓦间隙对截面最大温差的影响。随着密封瓦间隙增大, 截面最大温差减小。提高密封瓦间隙也可以减小油膜黏性剪切流动产生的热量, 提高振动稳定性。

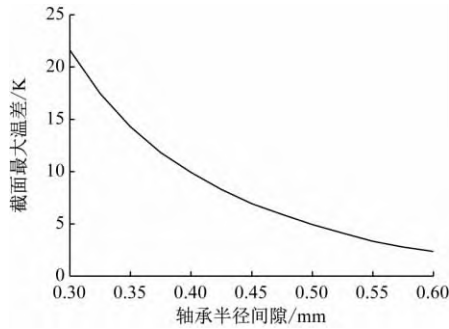


图 8 密封瓦间隙对截面温差的影响

Fig. 8 Effect of sealing pad clearance on section temperature difference

当进油温度过高时, 润滑油会出现黏性过低、氧化变质加速等问题。增大密封瓦间隙也会导致氢气泄漏、漏油量增加等问题。因此, 提升上述参数应注意控制在机组安全运行允许范围内。

### 3 不平衡力对发电机不稳定振动的影响

#### 3.1 发电机周期性振动波动现象

某型汽轮发电机组出现不稳定振动故障, 发电机前轴承处轴振的变化趋势如图 9 所示。该机组在定速运行时, 发电机轴承振幅呈现周期性波动, 波动周期约为  $24 \text{ min}$ , 振动波动幅度约  $32.2 \mu\text{m}$ 。振动幅值波动的同时, 振动相位也呈周期性波动。

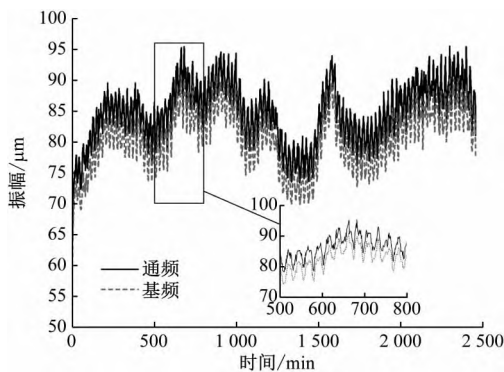


图 9 发电机前轴承处轴振的变化趋势

Fig. 9 Change trend of shaft vibration at generator front bearing

打开发电机端盖进行检查, 转子表面及油挡等部位未发现摩擦痕迹。为了解决振动故障, 在现场对发电机转子开展了动平衡试验。表 2 给出了发电机动平衡试验数据, 其中  $3x$  指发电机前轴承水平方向,  $3y$  指发电机前轴承垂直方向。经 2 次动平衡试验后, 机组振幅降低。

表 2 发电机动平衡试验数据

Tab. 2 Dynamic balance test data of generator

工况	$3x$ 振幅/ $\mu\text{m}$	$3x$ 相位/ $(^\circ)$	$3y$ 振幅/ $\mu\text{m}$	$3y$ 相位/ $(^\circ)$
原始振动	91	126	53	355
第 1 次试验	45	306	44	95
第 2 次试验	20	42	23	68

为了分析润滑油剪切流动对周期性振动波动的影响, 在动平衡试验过程中同时测试了轴颈截面的温度分布。图 10 给出了动平衡过程中轴颈周向温度的变化。

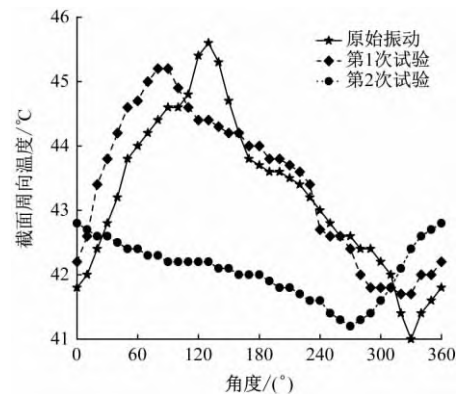


图 10 动平衡过程中轴颈周向温度的变化

Fig. 10 Variation of circumferential temperature of journal during dynamic balancing

#### 3.2 不平衡力对轴颈截面温度分布的影响分析

轴承计算参数如下: 轴颈直径  $D=315 \text{ mm}$ , 半径间隙  $C_b=0.23 \text{ mm}$ , 静偏心率  $e=0.2$ 。图 11 给出了 3 种不平衡状态下轴心涡动轨迹。

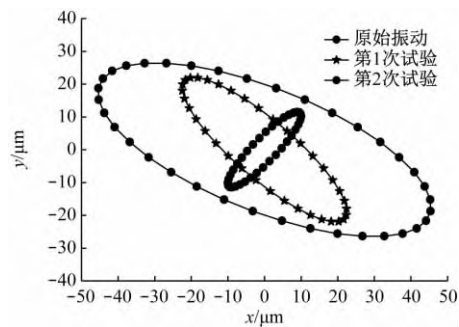


图 11 动平衡前后轴心涡动轨迹

Fig. 11 Axis whirl orbit before and after dynamic balancing

表 3 给出了动平衡前、后油膜厚度及截面温差的计算和试验结果。动平衡试验结束后,截面最大温差从 4.6 K 降为 1.6 K。在动平衡试验中转转子涡动幅度明显降低,油膜最大与最小厚度的差值减小,截面温差减小。

表 3 动平衡前后油膜厚度和截面温差

Tab.3 Oil film thickness and section temperature difference before and after dynamic balancing

工况	最大油膜厚度/ $\mu\text{m}$	最小油膜厚度/ $\mu\text{m}$	测量截面温差/K	计算截面温差/K
原始振动	323.3	136.7	4.6	4.17
第 1 次试验	301.2	158.8	3.5	2.94
第 2 次试验	287.0	173.0	1.6	1.76

## 4 结论

(1) 轴承微小间隙内润滑油的剪切流动带来的热弯曲效应会影响机组振动,在一定条件下有可能引发机组不稳定振动。

(2) 增大进油温度可以减小油黏度,增加密封瓦间隙可以减小密封油剪切流动产生的热量,进而减小热弯曲变形的影响,降低振动波动。但油温或密封瓦间隙过高会增加机组安全运行的风险,需要综合考虑。

(3) 不平衡力会激发起较大的涡动轨迹,轴承最大与最小油膜厚度差值增大,轴颈截面温差增大,热弯曲振动较为突出。通过动平衡方式可以减小外部不平衡力,稳定振动状态。

### 参考文献:

- [1] 张磊,张俊杰,徐亚涛,等.某 500 MW 汽轮机机组中压转子振动特性计算分析[J].动力工程学报,2013,33(10):770-774.  
ZHANG Lei, ZHANG Junjie, XU Yatao, et al. Calculation and analysis on vibration behaviors of medium pressure rotor in a 500 MW steam turbine unit [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2013, 33(10): 770-774.
- [2] 宾光富,李学军,陈立芳,等.转子不平衡对两跨三支撑轴系振动特性的影响[J].动力工程学报,2017,37(9):699-703,725.  
BIN Guangfu, LI Xuejun, CHEN Lifang, et al. Effect of rotor unbalance on vibration characteristics of a two-span three-support shafting[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2017, 37(9): 699-703, 725.
- [3] 田永伟,杨建刚.旋转机械动静摩擦耦合振动分析[J].机械工程学报,2010,46(7):102-107.  
TIAN Yongwei, YANG Jianguang. Analysis on coupled vibration of rotating machinery in case of rotor to stator rub [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(7): 102-107.
- [4] 胡三高,安宏文,马志勇,等.基于小波奇异值分析的汽轮机碰磨特征提取[J].动力工程学报,2013,33(3):184-188.  
HU Sangao, AN Hongwen, MA Zhiyong, et al. Feature extraction of rubbing fault for steam turbines based on wavelet singularity analysis [J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2013, 33(3): 184-188.
- [5] 何成兵,蔡顺凯,宋磊,等.基于 FMEA 和 FTA 的汽轮机转子与轴封碰摩故障分析[J].噪声与振动控制,2018,38(增刊 1):699-703.  
HE Chengbing, CAI Shunkai, SONG Lei, et al. Analysis of rubbing fault between steam turbine rotor and shaft seal based on FMEA and FTA methods [J]. *Noise and Vibration Control*, 2018, 38 (Sup1): 699-703.
- [6] 赵建民,安志勇,靳旺宗,等.北重 330 MW 机组间隙性振动原因分析及处理[J].热力发电,2014,43(8):158-160.  
ZHAO Jianmin, AN Zhiyong, JIN Wangzong, et al. Carbon deposition and rubbing of oil baffle in a 330 MW unit turbine: reason analysis and treatment [J]. *Thermal Power Generation*, 2014, 43(8): 158-160.
- [7] 田永伟.发电机碳刷多点全周摩擦引起的不稳定振动分析[J].振动与冲击,2017,36(1):108-113.  
TIAN Yongwei. Unstable vibration induced by full annular rub between carbon brushes and rotor in a generator [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2017, 36(1): 108-113.
- [8] 金超武,苏浩,董岳,等.磁悬浮轴承转子热弯曲振动影响因素分析[J].振动、测试与诊断,2022,42(4):649-656.  
JIN Chaowu, SU Hao, DONG Yue, et al. Influence factors analysis of thermal bow vibration in active magnetic bearing supported rotor [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2022, 42(4): 649-656.
- [9] PLANTEGENET T, ARGHIR M, JOLLY P. Experimental analysis of the thermal unbalance effect of a flexible rotor supported by a flexure pivot tilting pad bearing [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 145: 106953.
- [10] TONG Xiaomeng. Nonlinear prediction of thermally induced rotor instability (Morton effect) and experi-

- ment verification[D]. Texas: Texas A&M University, 2018.
- [11] FAULKNER H B, STRONG W F, KIRK R G. Thermally induced synchronous instability of a radial inflow overhung turbine: part II[C]//**Proceedings of 1997 ASME Design Engineering Technical Conferences**. Sacramento: ASME, 1997.
- [12] 胡启龙, 何文强, 管文生, 等. 滑动轴承内轴颈涡动引发的热效应分析[J]. **热能动力工程**, 2020, 35(9): 22-28.  
HU Qilong, HE Wenqiang, GUAN Wensheng, et al. Analysis on thermal effect caused by journal whirl in sliding bearing[J]. **Journal of Engineering for Thermal Energy and Power**, 2020, 35(9): 22-28.
- [13] 张文涛, 夏亚磊, 李勇, 等. 汽轮发电机密封瓦引发的不稳定振动分析[J]. **动力工程学报**, 2020, 40(7): 549-555.  
ZHANG Wentao, XIA Yalei, LI Yong, et al. Analysis on sealing bush caused unstable vibration in a turbo-generator set[J]. **Journal of Chinese Society of Power Engineering**, 2020, 40(7): 549-555.
- [14] DE JONGH F. The synchronous rotor instability phenomenon-Morton effect [C]//**Proceedings of the 37th Turbomachinery Symposium**. Houston, Texas, USA: Texas A & M University, 2008: 159-167.
- [15] GRIFFINI D, SALVADORI S, MELI E, et al. An efficient iterative coupled model for the study of the insurgence of the Morton effect in tilting pad journal bearings[J]. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, 2019, 141(5): 051013.
- [16] 何文强, 田永伟, 杨建刚. 滑动轴承轴颈温度分布及其对振动的影响[J]. **动力工程学报**, 2015, 35(6): 451-456.  
HE Wenqiang, TIAN Yongwei, YANG Jiangang. Influence of journal temperature difference on vibration of the sliding bearing[J]. **Journal of Chinese Society of Power Engineering**, 2015, 35(6): 451-456.
- [17] GUO Zenglin, KIRK G. Morton effect induced synchronous instability in mid-span rotor-bearing systems, part 2: models and simulations[J]. **Journal of Vibration and Acoustics**, 2011, 133(6): 061006.
- [18] MARSCHER W D, ILLIS B. Journal bearing "Morton effect" cause of cyclic vibration in compressors [J]. **Tribology Transactions**, 2007, 50(1): 104-113.
- [19] 董波, 郑东佳. 百万千瓦核电汽轮机组周期性波动问题分析及治理[J]. **电工技术**, 2019(20): 128-130.  
DONG Bo, ZHENG Dongjia. Analysis and governance of periodic vibration of turbine in mega-kilowatt nuclear power plant[J]. **Electric Engineering**, 2019(20): 128-130.
- [20] 杨璋, 尹小波, 舒相挺. 某型核能汽轮发电机组轴系振动的稳定性分析及动平衡治理[J]. **热力发电**, 2022, 51(5): 121-126.  
YANG Zhang, YIN Xiaobo, SHU Xiangting. Stability analysis and dynamic balance treatment of shafting vibration in a nuclear steam turbine generator unit [J]. **Thermal Power Generation**, 2022, 51(5): 121-126.
- [21] 田永伟. 摩擦力冲击/热冲击耦合作用下的不稳定振动理论与试验研究[D]. 南京: 东南大学, 2010.